高频噪声激励下复合材料层合板传声损失研究

王晨[1],燕群[2],刘红[1],张晓生[1]

(1.空军工程大学基础部,710051 西安;2.中国飞机强度研究所,710065 西安)

摘　要:为研究复合材料层合板在高频噪声激励下的传声损失,首先基于一般层合板理论将层合板等效为单层各向异性板,进而基于SEA方法建立等效单层板传声损失模型,并计算模态密度、耦合损耗因子等重要输入参数,通过实验获取内损耗因子,最终计算其传声损失并和实验结果对比分析。研究结果表明:传声损失预测结果和实验值分布趋势基本一致,但由于SEA方法在低频段的局限性,以及刚度等效对层合板固有特性和辐射效率的影响,导致低频段(200 Hz～2 500 Hz)误差在3 dB以上;高频段(2 500 Hz～10 000 Hz)预测结果和实验值吻合相对较好,二者之间的误差在3 dB以内;所建立的层合板二维等效SEA模型可以为复合材料层合板在降噪设计和优化过程中,快速而且准确地预测高频噪声激励下的传声特性提供一定的帮助。

关键词:复合材料层合板;统计能量分析;刚度等效;传声损失

中图分类号:TB123　　　　**文献标志码:**A

Transmission loss of composite laminate under high frequency noise excitation

WANG Chen[1],YAN Qun[2],LIU Hong[1],ZHANG Xiaosheng[1]

(1. Department of Basic Sciences,Air Force Engineering University,710051 Xi'an,China;
2. Aircraft Strength Research Institute of China,710065 Xi'an,China)

Abstract: In order to study the transmission loss of composite laminate under high frequency noise excitation,first,the laminate is equivalent to a single-layer anisotropic panel based on the general laminate theory. Then,the transmission loss model of equivalent single-layer panel is established by SEA method,and modal density,coupling loss factor,and other important input parameters are calculated. Last,the transmission loss of laminate panel is obtained and compared with the experimental results. The results show that the prediction results of transmission loss are basically consistent with the distribution trend of the experimental values. However,due to the limitation of SEA method and the influence of stiffness equivalent on the inherent characteristics and radiation efficiency of laminate panel,the error of low frequency band (200 Hz-2 500 Hz) is above 3 dB. The high frequency band (2 500 Hz-10 000 Hz) prediction results agree well with the experimental values,and the error is within 3 dB. The two-dimensional equivalent SEA model of laminate panel can provide certain help for the rapid and accurate prediction of sound transmis-

收稿日期:2020-12-24　　　　**修回日期:**2021-12-12

基金项目:国家自然科学基金重大研究计划资助项目(No.91860101)

通信作者:王晨,硕士。E-mail:cx5055@mail.ustc.edu.cn

引用格式:王晨,燕群,刘红,等.高频噪声激励下复合材料层合板传声损失研究[J].应用力学学报,2022,39(1):65-71.
WANG Chen,YAN Qun,LIU Hong,et al. Transmission loss of composite laminate under high frequency noise excitation[J]. Chinese journal of applied mechanics,2022,39(1):65-71.

sion characteristics of composite laminates under the excitation of high frequency noise in the process of noise reduction design and optimization.

Key words: composite laminate; statistical energy analysis; stiffness equivalent; transmission loss

由于复合材料层合板不仅具有比重小、比强度高、比刚度大等力学特性，而且具有优良的减振降噪性能，在飞机舱内噪声抑制方面得到了广泛的应用[1]。湍流脉动噪声和发动机噪声是飞机舱内噪声的主要来源，这类噪声不仅分布频带宽，而且还有丰富的高频成分[2]。众多研究结果表明，高频噪声不仅会导致人的身心健康受到巨大的危害，而且会导致舱内的设备仪器灵敏度下降甚至出现故障[3]。因此准确预测复合材料层合板传声损失对飞行器舱内降噪的优化设计具有重大的意义。

目前国内外主要是采用有限元法、边界元-有限元法研究复合材料层合板的传声损失。文献[4]采用边界元-有限元法对层合板的传声损失进行了研究，基于高阶理论结合边界元-有限元建立了复合材料层合板传声损失模型，将分析结果和试验进行对比，验证了传声损失分析模型的正确性。文献[5]采用边界元法研究复合材料层合板的传声损失，数值计算结果与波阻抗法分析结果以及实验值吻合较好，准确地计算层合板层间的能量传递。文献[6]基于 Reissner 夹层板理论建立了蜂窝板传声损失的理论模型，进而采用有限元法系统地研究了芯层厚度、蜂窝壁厚等关键参数对传声损失的影响。然而随着分析频率的增大，有限元法计算量明显增大[7]，特别是传声损失模型用于迭代设计和优化研究时，将降低计算效率延误设计周期。另一方面，随着频率的增大，模型细节的微小差异都会导致高频段传声损失结果产生很大误差[8]。

统计能量法（SEA）是目前高频范围内，舱内噪声及传声损失预测及优化设计的主要方法之一[9]。这主要是由于 SEA 方法是以能量为基本变量，求解子系统间线性能量平衡方程，因此计算速度很快，而且计算效率并不会随着频率的增大而下降。文献[10]采用 SEA 方法推导泡沫填充层合板传声损失的理论解，并计算了不同泡沫填充层合的传声损失，传声损失计算结果和实验测量值吻合度较高。文献[11]基于 SEA 方法研究了温度效应对复合材料壁板传声损失的影响规律。文献[12]基于 SEA 方法，采用 VA-one 建立了单双层铝板传声损失计算模型，深入研究了空气夹层厚度、吸声材料对传声损失的影响。

尽管建立层合板三维模型可以准确计算层合板的固有特性进而提高传声损失的计算精度，但基于 SEA 方法建立层合板三维详细模型仍然存在很多的困难和挑战。一方面，SEA 方法传声损失预示结果的精度主要由模态密度、耦合损耗因子等关键因素决定。因此国内外大量学者在准确计算模态密度等参数上进行了大量的研究，但研究对象主要为蜂窝板，针对复合材料层合板模态密度、耦合损耗因子的研究很少[10]。另一方面，SEA 方法在计算时以几何边界、材料属性将结构粗分为子系统，求解子系统的平均能量时往往会忽略结构的细节特征[13-15]。因此，SEA 方法很难准确计算三维层合板传声损失。

本文以复合材料层合板为研究对象，采用层合板刚度等效理论，将复合材料层合板等效为单层各向异性板，并将单层各向异性板的模态频率和复合材料层合板频率实验值进行对比，验证刚度等效的正确性。进而建立传声损失 SEA 模型，并计算模态密度、耦合损耗因子等重要输入参数，通过实验获取内损耗因子。最后将预测出的传声损失与实验结果进行对比分析，验证本文发展的层合板二维等效 SEA 模型计算传声损失的正确性以及优势，为复合材料层合板在初期降噪设计和优化过程中快速的获得较为准确的传声特性提供一定的帮助。

1　传声损失理论分析

基于 SEA 的传声损失模型主要由 3 个子系统组成，如图 1 所示。

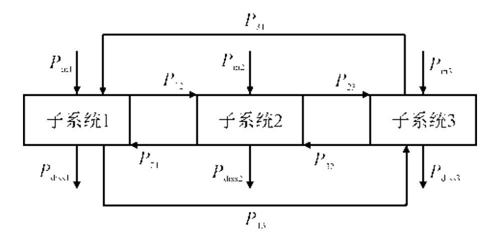


图 1　传声损失子系统间功率流关系

Fig. 1　Power flow relationship between transmission loss subsystems

子系统 1 和 3 为声源室和受声室子系统，子系统 2 为板壳子系统。其中：P_{in} 为子系统的输入功率；

$P_{ij}(i \neq j)$为子系统间的纯功率流；$P_{\mathrm{diss}\,i}$为子系统 i 自身耗散的功率。采用 SEA 方法进行传声损失分析要求壁板的模态数必须大于 5，计算结果才有一定的可靠性[16]。

根据 SEA 的基本原理，三个子系统间的功率流平衡方程可以表示为[16]

$$\omega\begin{bmatrix} (\eta_1+\sum_{i\neq1}^{3}\eta_{1i})n_1 & -\eta_{12}n_1 & -\eta_{13}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & (\eta_2+\sum_{i\neq2}^{3}\eta_{1i})n_2 & -\eta_{23}n_2 \\ -\eta_{31}n_3 & -\eta_{32}n_3 & \eta_3+\sum_{i\neq3}^{3}\eta_{1i} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \frac{E_2}{n_2} \\ \frac{E_3}{n_3} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} \tag{1}$$

式中：E_i、n_i、η_i分别为传声损失模型 3 个子系统的能量、模态密度和内损耗因子；P_i为对第 i 个子系统的输入功率；η_{ij}为子系统间的耦合损耗因子；ω 为频带的中心频率。

对于声室子系统，其模态密度的表达式为

$$n=\frac{4\pi f^2V}{c^3}+\frac{\pi fA}{2c^2}+\frac{L}{8c} \tag{2}$$

式中：A 为声室的表面积；V 为声室体积大小；L 为声室总长度；c 为空气中的声速；f 为所分析频带的中心频率。

对于板壳子系统，模态密度的表达式为

$$n=\frac{A_{\mathrm{p}}}{3.6C_lt} \tag{3}$$

式中：A_{p}为二维板壳子系统的面积；t 为板壳子系统的厚度；C_l为纵波速。

声室的内损耗因子 η_1一般通过混响时间 T_{R}来确定，表达式为

$$\eta_1=\frac{2.2}{fT_{\mathrm{R}}} \tag{4}$$

板壳子系统的内损耗因子 η_3可以采用稳态功率流法计算，表达式为[16]

$$\eta_3=\frac{1}{\Delta f}\int\frac{\overline{F_{\mathrm{c}}^2(t)Re(Y_{\mathrm{c}})}}{M_{\mathrm{p}}\langle V_{\mathrm{c}}^2(t)\rangle 2\pi f}\mathrm{d}f \tag{5}$$

式中：F_{c}、Y_{c}和 V_{c}为修正后的力、导纳和速度；M_{p}为板壳子系统的质量。

板壳子系统和声腔子系统间的耦合损耗因子可表示为

$$\eta_{21}=\eta_{23}=\frac{\rho_{\mathrm{c}}c}{\omega\rho_{\mathrm{s}}}\sigma_{\mathrm{sc}} \tag{6}$$

式中：ρ_{s} 和 ρ_{c} 分别为板壳子系统和声腔子系统的密度；σ_{sc}为板壳子系统的辐射效率。

对于传声损失的 SEA 模型，扬声器在声源室形成混响声场，声源室输入功率为 P_1。而受声室子系统和板壳子系统没有外部输入功率，即 $P_2=P_3=0$。通过功率流平衡方程可以计算声源室子系统 1 和受声室子系统 2 的模态能量比，即

$$\frac{E_1/n_1}{E_3/n_3}=1+\frac{2\eta_{\mathrm{rad}}n_2\eta_3n_3+(\eta_3n_3+\eta_{\mathrm{rad}}n_2)\eta_2n_2}{\eta_{\mathrm{rad}}^2n_2^2+\eta_{13}(2\eta_{\mathrm{rad}}+\eta_2)n_1n_2} \tag{7}$$

式中 η_{rad}为板壳子系统的辐射损耗因子。在传声损失模型中等于板壳子系统和发声室和受声室间的耦合损耗因子，即 $\eta_{\mathrm{rad}}=\eta_{21}=\eta_{23}$。

传声损失 TL 的计算公式可以表示为[15]

$$\begin{aligned} \mathrm{TL} &= 10\lg\left(\frac{1}{\tau}\right) \\ &= 10\lg\left[4\pi\frac{13.66fA_{\mathrm{p}}}{n_3\eta_3c^3}\left(\frac{E_1/n_1}{E_3/n_3}-1\right)\right] \end{aligned} \tag{8}$$

式中 τ 为传递系数。

通过式(2)～式(6)，计算出板壳子系统、声源室和受声室的模态密度、内损耗因子和耦合损耗因子，进而联立式(7)和式(8)，便可计算出板壳子系统的传声损失。

2 层合板刚度等效理论

层合板是由相互黏结的多个单层板组成的，且层间不发生滑移，因此可以认为，层合板层间位移是连续的，层合板各单层 Z 坐标如图 2 所示。

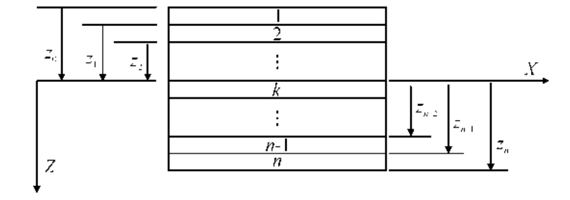


图 2　层合板各单层 Z 坐标

Fig. 2　Z Coordinate diagram of each single-layer of laminate panel

采用一般层合板刚度等效理论，将复合材料层合板等效为单层各向异性板[17]，具体的刚度等效计

算公式为

$$\begin{cases} A_{ij} = \sum_{k=1}^{N} (Q_{ij})_k (z_k - z_{k-1}) \\ B_{ij} = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{N} (Q_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \\ D_{ij} = \frac{1}{3}\sum_{k=1}^{N} (Q_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \end{cases} \quad (9)$$

式中：A_{ij}、B_{ij}和 D_{ij}分别为拉伸刚度、耦合刚度（意味着层合板在弯曲和拉伸之间有相互耦合）、弯曲刚度；Q_{ij}为刚度系数；z_{k-1}、z_k和 z_{k+1}分别为第 $k-1$、k 和第 $k+1$ 层板的 Z 坐标。

对于正交对称层合板，每层的刚度矩阵 $\boldsymbol{Q}_k$为

$$\boldsymbol{Q}_k = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{33} \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} \frac{Y_1}{1-\mu_{12}\mu_{21}} & \frac{\mu_{21}Y_2}{1-\mu_{12}\mu_{21}} & 0 \\ \frac{\mu_{12}Y_1}{1-\mu_{12}\mu_{21}} & \frac{Y_2}{1-\mu_{12}\mu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix}_k \quad (10)$$

式中：G_{12}为剪切模量；Y_1、Y_2为两个主方向的弹性模量；μ_{12}、μ_{21}为泊松比。

对于对称层合板，弯曲和拉伸二者不存在耦合关系，则耦合刚度系数 $B_{ij}=0$。联立式(9)和式(10)即可求出层合板的等效刚度系数。

3 仿真分析

3.1 层合板几何模型

复合材料层合板如图 3 所示，由玻璃纤维、芳纶织物、胶层及诺梅克斯（间位芳纶）组成。具体的铺层形式如图 4 所示，面内尺寸为 0.84 m × 0.84 m，厚度为 0.011 7 m。各层材料的密度 ρ、厚度 t 以及泊松比 μ 等力学参数如表 1 所示。



图 3 复合材料层合板实验件

Fig. 3 Test piece of composite laminate

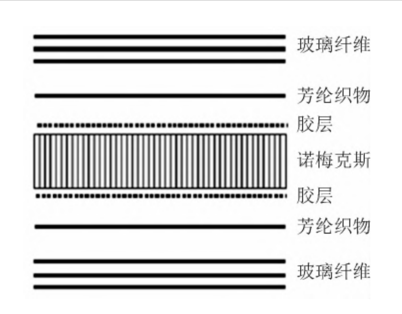


图 4 复合材料层合板铺层示意图

Fig. 4 Schematic diagram of composite laminate paving

表 1 层合板各层材料力学参数

Tab. 1 Mechanical parameters of laminates

参数	玻璃纤维	芳纶织物	胶层	诺梅克斯
ρ/(kg·m^{-3})	1 600	1 300	1 000	32
t/mm	0.22	0.186	0.25	9.5
Y_{xx}/GPa	16.20	27.50	1.68	0.001
Y_{yy}/GPa	16.20	27.50	1.68	0.001
Y_{zz}/GPa	16.20	27.50	1.68	0.08
G_{yz}/GPa	2.75	2	0.60	0.01
G_{xz}/GPa	2.75	2	0.60	0.013
G_{xy}/GPa	2.75	2	0.60	0.023
μ	0.15	0.09	0.4	0.2

3.2 层合板刚度等效计算

采用第 2 章层合板刚度等效理论，将层合板等效为单层各向异性板，联立式(9)和式(10)计算复合材料层合板的等效刚度参数，然后对各向异性单层板进行模态分析。表 2 给出了层合板的等效刚度参数，将等效单层板固有频率计算结果和层合板固有频率实验值进行对比分析，验证力学参数等效的正确性。

表 2 层合板等效刚度参数

Tab. 2 Equivalent stiffness of laminate panel

参数	Y_1/MPa	Y_2/MPa	G_{12}/MPa	G_{13}/MPa	G_{23}/MPa
等效板	2 820	2 880	408	418	410

表 3 给出了层合板固有频率的实验值以及进行刚度等效后的仿真值。从表 3 中可以看出，等效后层合板模态计算结果与实验值比较接近，固有频率的实验值与仿真值间的误差最大值在 5% 左右，基本满足工程精度的要求。

表 3　层合板固有频率

Tab 3　Modal frequency of laminate panel

振型	固有频率/Hz		相对误差/%
	仿真值	实验值	
(1,1)	82.78	84	1.47
(2,1)	169.65	162	4.50
(1,2)	186.67	191	2.32
(2,2)	245.56	253	3.03
(3,2)	363.88	363	0.24
(2,3)	373.90	390	4.31
(3,3)	471.32	481	2.05
(1,4)	513.51	537	4.57
(4,3)	628.18	595	5.28
(1,6)	986.50	943	4.41
(3,6)	1 075.02	1 020	5.12

3.3　层合板传声损失分析

建立层合板传声损失分析模型如图 5 所示。整个模型由声源室、受声室、等效单层板以及扩散声场组成。声源室、受声室和单层板之间通过面连接进行能量传递。声源室和受声室的几何尺寸均为 5 m×3 m×3 m。声源室激励选择声压为 1 Pa 的扩散声场。层合板传声损失实验的频率测量范围为 200 Hz～10 000 Hz，因此采用 SEA 方法预测层合板传声损失频率范围同样设为 200 Hz～10 000 Hz。

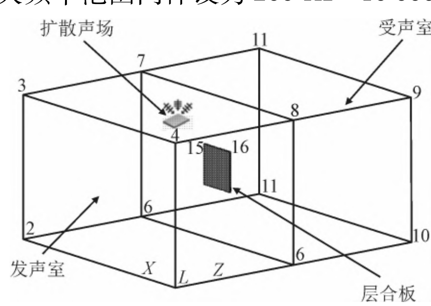


图 5　层合板传声损失 SEA 分析模型

Fig. 5　SEA analysis model for transmission loss of laminate panel

层合板的模态数如图 6 所示。从图 6 中可以看出，在 1 350 Hz 以上板的模态数均大于 5，且随着频率的增大模态数逐渐增大。因此 1 350 Hz～10 000 Hz 满足 SEA 方法的基本要求。

声源室和受声室的模态数如图 7 所示。从图 7 中可以看出，在 200 Hz～10 000 Hz 模态数均大于 5，且随着频率的增大模态数逐渐增大，在整个分析频带内均满足 SEA 方法对模态数的基本要求。

采用式(4)计算声源室和受声室内损耗因子，结果如图 8 所示。可以看出，随着频率的增大，声源室和受声室内损耗因子逐渐变小。

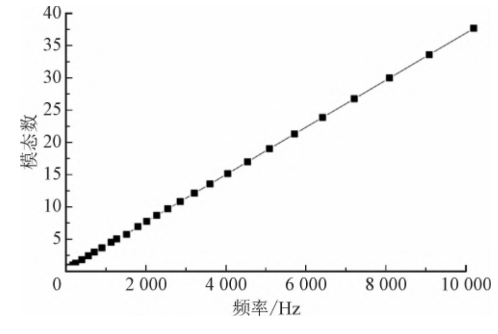


图 6　层合板模态数

Fig. 6　Mode number of laminate panel

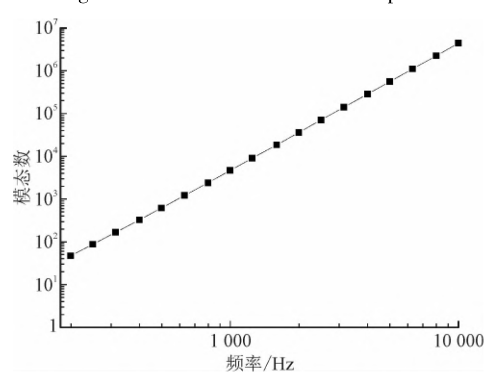


图 7　声源室和受声室模态数

Fig. 7　Mode number of source room and receiving room

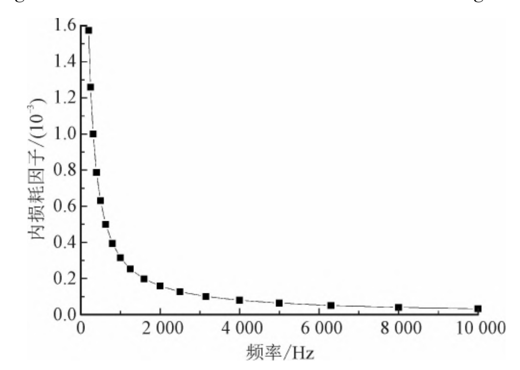


图 8　声源室和受声室内损耗因子

Fig. 8　Internal loss factor of source room and receiving room

图 9 给出了层合板以及等效单层板的辐射效率。从图 9 可以看出等效前后，辐射效率分布的规律基本一致，但等效后导致辐射效率在 2 000 Hz 处达到最大值，且明显大于刚度等效前 2 000 Hz 处的辐射效率。

声源室、受声室和层合板间的耦合损耗因子通过式(6)计算得到，结果如图 10 所示。可以看出声源室、受声室和层合板间的耦合损耗因子大小相同，且随着频率的增大，耦合损耗因子逐渐减小。

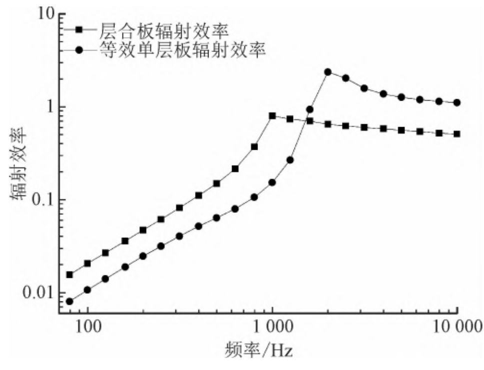


图 9　层合板和等效单层板辐射效率

Fig. 9　Radiation efficiency of laminate panel and equivalent single-layer panel

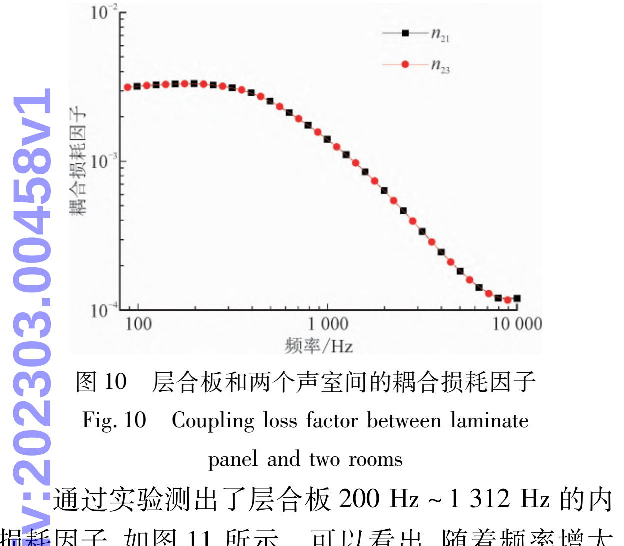


图 10　层合板和两个声室间的耦合损耗因子

Fig. 10　Coupling loss factor between laminate panel and two rooms

通过实验测出了层合板 200 Hz ~ 1 312 Hz 的内损耗因子，如图 11 所示。可以看出，随着频率增大内损耗因子有逐渐减小的趋势，当 $f = 1\,312$ Hz时，$\eta = 0.022\,4$。但随着频率的增大，层合板模态密度大幅增大，相对应模态的内损耗因子测试难度增大。为了使传声损失计算结果相对保守，将1 312 Hz ~ 10 000 Hz 内损耗因子 η 大小均设为 0.02。

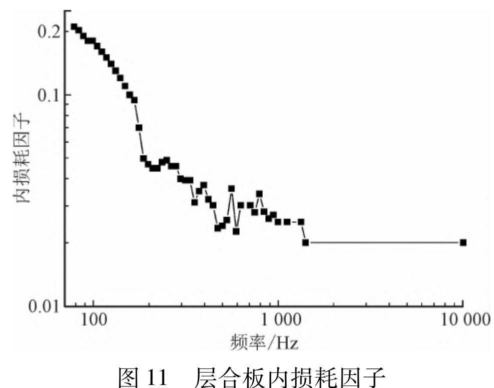


图 11　层合板内损耗因子

Fig. 11　Internal loss factor of laminate panel

传声损失实验采用混响室-半消声室隔声方法进行测试，将复合材料层合板安装在混响室和半消声室之间的实验窗上，混响室作为测试发声室，激励噪声为白噪声，频率分布范围为 200 Hz ~ 10 000 Hz。半消声室作为测试受声室。图 12 和图 13 分别给出了在混响室和半消室一侧的实验照片。

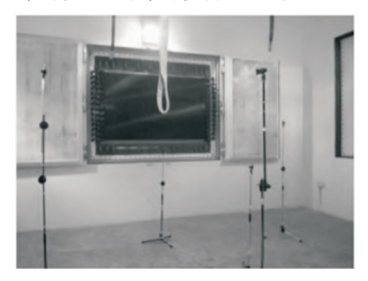


图 12　混响室实验照片

Fig. 12　Test photo of one side of reverberation room

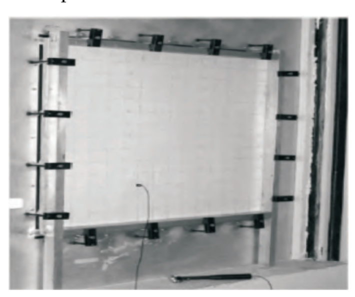


图 13　半消室实验照片

Fig. 13　Test photo of one side of semi-elimination room

通过计算得到了发声室、受声室、层合板的模态密度、内损耗因子、耦合损耗因子，进而可以采用式(8)计算层合板的传声损失，并与实验测量结果进行对比分析，传声损失结果如图 14 所示。

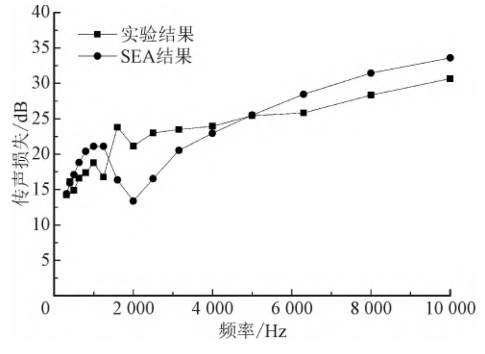


图 14　层合板传声损失结果

Fig. 14　Transmission loss of laminate panel

从图 14 中可以看出，在 2 500 Hz ~ 10 000 Hz 仿真分析结果与实验结果分布趋势基本一致，随着频率的增大传声损失逐渐增大。SEA 计算结果与实验值最大误差在 3 dB 以内。但 2 500 Hz 以下 SEA 结果与实验值误差相对较大。一方面由于刚度等效会对层合板的固有特性产生一定的影响，而且 SEA 方法不考虑边界条件对层合板固有特性的影响，因此导致传声损失计算结果与实验有一定的误差。另一方面，当频率小于 1 350 Hz，层合板的模态数很少，

不满足 SEA 方法的基本要求,这对传声损失计算结果的准确性也有一定的影响。另外还可以看出,SEA 传声损失结果在2 000 Hz出现了最小值,与实验值误差很大。这是由于层合板刚度等效后,导致层合板在 2 000 Hz 处的辐射效率达到最大值,明显大于等效前的辐射效率,如图 9 所示。因此才会导致2 000 Hz附近传声损失结果与实验值相差较大。

4 结 论

基于一般层合板理论、SEA 方法建立了等效层合板传声损失分析模型,并将预测得到传声损失结果与实验值进行了详细对比分析,主要结论如下。

1)通过模态分析计算得到的等效单层板的固有频率和层合板固有频率的实验值基本一致,误差在 5%左右,满足工程精度要求,为后续快速准确计算层合板传声损失提供可靠等效力学参数。

2)传声损失在 2 500 Hz ~ 10 000 Hz 的 SEA 预测值与实验值分布趋势基本一致,数值误差也相对较小,最大误差在 3 dB 以内。2 500 Hz 以下 SEA 预测值和实验值间的误差在 3 dB 以上,分布趋势吻合度也相对较差。

3)由于刚度等效导致单层板在 2 000 Hz 处的辐射效率达到最大值,明显大于等效前层合板的辐射效率,因此导致 2 000 Hz 频点附近传声损失预测结果明显变小,和实验值的误差在 3 dB 以上。

由于本研究将三维层合板进行了二维等效处理,忽略了模型的许多细节,等效后对层合板的固有特性有一定的影响,而且由于 SEA 方法在低频段的局限性,因此传声损失预测结果与实验值在低频段吻合的不是很理想。但高频段的预测值与实验值吻合相对较好,因此本研究发展的二维等效层合板 SEA 模型适用于复合材料层合板在高频噪声激励下传声特性的预测。

参考文献

[1] RUZZENE M. Vibration and sound radiation of sandwich beams with honeycomb truss core[J]. Journal of sound and vibration, 2004,277:741-763.

[2] 左孔成,陈鹏,王政,等. 飞机舱内噪声的研究现状[J]. 航空学报,2016,37(8):2370-2384.(ZUO Kongcheng, CHEN Peng, WANG Zheng,et al. Research status of aircraft interior noise[J]. Acta aeronautica et astronautica sinica,2016,37(8):2370-2384 (in Chinese)).

[3] FIDELL S,SILVAT L. Parsimonious alternatives to regression analysis for characterizing prevalence rates of aircraft noise annoyance [J]. Noise control engineering,2004,52(2):56-68.

[4] LI S,WANG T A,NUTT S R. Transmission loss assessments of sandwich structures by using a combination of finite element and boundary element methods[J]. The journal of the acoustical society of America,2005,118(3):1847-1848.

[5] ZHOU R,CROCKER M J. Boundary element analyses for sound transmission loss of panels[J]. The journal of the acoustical society of America,2010,127(2):829-840.

[6] 任树伟,辛锋先,卢天健. 蜂窝层芯夹层板结构振动与传声特性研究[J]. 力学学报,2013,45(3):349-358.(REN Shuwei,XIN Fengxian,LU Tianjian. Vibro-acoustic performance of simply supported honeycomb sandwich panels[J]. Chinese journal of theoretical and applied mechanics,2013,45(3):349-358(in Chinese)).

[7] SHORTER P J,LANGLEY R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems[J]. Journal of sound and vibration,2005,288(3):669-699.

[8] FAHY F J. Statistical energy analysis:a critical overview[J]. Philosophical transactions of the royal society a-mathematical physical and engineering sciences,1994,346(1681):431-447.

[9] CROCKER M J,PRICE A J. Sound transmission using statistical energy analysis[J]. Journal of sound and vibration,1969,9(3):469-486.

[10] ZHOU R,CROCKER M J. Sound transmission loss of foam-filled honeycomb sandwich panels using statistical energy analysis and theoretical and measured dynamic properties[J]. Journal of sound and vibration,2010,329(6):673-686.

[11] CHRONOPOULOS D,ICHCHOU M,TROCLET B,et al. Thermal effects on the sound transmission through aerospace composite structures[J]. Aerospace science and technology,2013,30(1):192-199.

[12] 张波,向阳,郭宁. 基于统计能量法的铝板隔声量分析[J]. 应用力学学报,2017,34(4):721-727.(ZHANG Bo,XIANG Yang,GUO Ning. Sound insulation performance analysis of various aluminum plate based on SEA[J]. Chinese journal of applied mechanics,2017,34(4):721-727(in Chinese)).

[13] ARUNKUMAR M P,PITCHAIMANI J,GANGADHARAN K V, et al. Vibro-acoustic response and sound transmission loss characteristics of truss core sandwich panel filled with foam[J]. Aerospace science & technology,2018(78):1-11.

[14] 王晨,燕群,周红卫,等. 基于二维等效 FE-SEA 混合方法的复合材料层合板传声损失分析[J]. 振动与冲击,2020,39(11):226-231.(WANG Chen,YAN Qun,ZHOU Hongwei,et al. Transmission loss analysis for composite laminates based on two-dimensional equivalent hybrid FE-SEA method[J]. Journal of vibration and shock,2020,39(11):226-231(in Chinese)).

[15] 韩敬永. 复合材料夹层板结构热环境下声振特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.

[16] STEPHEN A H,SHUNG H S,DONALD J N. Engineering vibroacoustic analysis:methods and applications[M]. Hoboken NJ: John Wiley & Sons,2016.

[17] 沈关林,胡更开. 复合材料力学[M]. 北京:清华大学出版社, 2006.

(编辑 李坤璐)